

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Návrh pohonu strojního zařízení
pro homogenizaci**

*The Proposal of a Drive Machinery
for the Homogenization*

Student:

Martin Hájek DiS.

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2009

Zadání bakalářské práce

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

v Ostravě

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/1200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.

beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 ods. 3)

souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

bylo sjednáno, že užít své dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

v Ostravě

.....

Plné jméno studenta

Dobrá 569
739 51 Dobrá

Anotace bakalářské práce

Hájek, Martin. Návrh pohonu strojního zařízení pro homogenizaci. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 55 s, Bakalářská práce, vedoucí prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Předmětem této bakalářské práce je provedení základního výpočtu výkonu skládkového stroje s ohledem na přepravovaný materiál. V mé práci ověřuji rozmezí výkonu, v němž je schopen skládkový stroj spolehlivě pracovat. Hodnotím vlivy působící na výkon stroje, a pro dané podmínky navrhuji vhodnou pohonnou jednotku. Součástí mé práce je i konstrukční návrh tažného řetězu. Tažný řetěz je navržen s důrazem na vysokou spolehlivost.

Hlavním cílem této bakalářské práce je posouzení vlivu okolního prostředí na vypočtený výkon stroje a umožnit přenést zjištěné hodnoty do praxe. Výpočet umožní v budoucnu jednoduší orientaci v dané problematice.

Anotation of thesis

Hájek, Martin. The Design of a Drive Machinery for the Homogenization. Ostrava: Department of Production Machinery and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 55 p. Thesis, head Horst Gondek.

Object of this bachelor thesis is performance of basic capacity calculation for stockyard machine in relation to transported material. In my work I have focused on verification of capacity range within the machine is able to operate with high reliability. I judge various aspects which influence on capacity of the machine and according to given condition I recommend appropriate drive unit. Engineering design of drag chain is Part of this work as well. The drag chain is designed with insistence to high reliability.

The principal aim of this work is appreciation of environmental influence on calculated capacity of the machine and providing a possibility to put evaluated values in practise. The calculation will enable to simplify the exposition of knowledge concerning these problems in the future.

Obsah bakalářské práce

Seznam použitého označení.....	8
1. Úvod	11
2. Rešerše homogenizačních strojů.....	12
2.1. Skládkové stroje.....	13
2.2. Homogenizace	21
2.3. Zakládání materiálu	21
3. Zadané hodnoty.....	24
3.1. Převázaný materiál	24
3.2. Údaje o skládce materiálu.....	25
3.3. Odsunový pás	27
4. Rámcová dimenze stroje pro výkon Q_{vteor}.....	28
4.1. Teoretický objemový výkon stroje	28
4.2. Parametry shrnovacího řetězu	28
4.3. Průměr roztečné kružnice turasu	29
4.4. Počet článků řetězu	29
4.5. Skutečná rozteč turasů	29
4.6. Výška třísky.....	30
4.7. Potřebná rychlost pojezdu shrnovacího stroje	30
4.8. Skutečná rychlost pojezdu stroje	30
4.9. Ověření zvoleného pohonu	31
4.10. Rychlost řetězu	31
4.11. Plocha jedné třísky	32
4.12. maximální řezný úhel.....	32
4.13. Maximální posun hřebel v ose x	33
4.14. Maximální šířka jedné třísky	33
4.15. Maximální objem jedné třísky	33
4.16. Počet výsypů za minutu.....	34
4.17. Kontrola maximálního výkonu stroje.....	34
4.18. Kontrola požadovaného výkonu.....	34

5. Rozmezí výkonu stroje.....	35
5.1. Minimální řezný úhel	35
5.2. Minimální posun hřebel v ose x.....	35
5.3. Minimální šířka třísky	35
5.4. Minimální objem třísky	36
5.5. Minimální výkon stroje.....	36
6. Dimenze pohonu shrnovacího řetězu	37
6.1. Síla potřebná k překonání tření materiálu	37
6.2. Síla potřebná ke zvedání materiálu.....	40
6.3. Tření pracovní větve řetězu	40
6.4. Tření vratné větve řetězu	40
6.5. Síla potřebná pro přechod řetězu přes hnací turas	41
6.6. Síla překonání odporu v ložiskách hnacího turasu.....	41
6.7. Síla potřebná pro přechod řetězu přes napínací turas	42
6.8. Síla překonání odporu v ložiskách napínacího turasu.....	42
6.9. Řezná síla	42
6.10. Celková tažná síla	43
7. Volba pohonu shrnovacího řetězu	44
7.1. Minimální požadované parametry pohonu	44
7.2. Parametry navrženého pohonu.....	45
7.3. Kontrola parametrů zvoleného pohonu	46
7.4. Maximální tahová síla v řetězu.....	47
8. Návrh shrnovacího řetězu.....	48
8.1. Svařenec nosný plochý článek.....	49
9. Závěr.....	51
Citovaná literatura.....	52
10. Citovaná literatura	Chyba! Záložka není definována.
Seznam obrázků.....	53
Seznam tabulek.....	54
Přílohy.....	55

Seznam použitého označení

Označení	Jednotka	Význam
a_{teor}	mm	teoretická rozteč mezi turasy
a_{tur}	mm	skutečná rozteč mezi turasy
b_{max}	mm	maximální šířka třísky
b_{min}	mm	minimální šířka třísky
b_{xmax}	mm	maximální posun hřebel v ose x
b_{xmin}	mm	minimální posun hřebel v ose x
d_{kola}	mm	průměr pojezdového kola
D_{tur}	mm	průměr roztečné kružnice turasu
F_{pred}	N	předpokládaná celková tažná síla
$F_{\text{řet}}$	N	maximální tahová síla v řetězu
$F_{\text{řez}}$	N	řezná síla
f_t	N	koeficient tření v čepu řetězu
F_{taz}	N	Celková tažná síla
g	m/s^2	gravitační zrychlení
G_m	t	hmotnost materiálu v hřeblech
G_{ret}	kg	celková hmotnost shrnovacího řetězu
h_{hr}	mm	výška hřebel
h_{tr}	mm	výška třísky
H_{zub}	mm	výška zubu
i	-	převodový poměr
i_{hr}	-	počet článků mezi hřebly
i_{ps}	-	požadovaný převodový poměr
k_{ryp}	N/m	specifický odpor rýpání
K_{vykonu}	-	rezerva výkonu
k_{zv}	-	poměrný moment zvratu
l_{box1}	mm	délka jednoho boxu
M_{mmax}	Nm	maximální krouticí moment motoru
M_n	Nm	jmenovitý moment
$n_{2\text{pojmax}}$	ot/min	maximální výstupní otáčky pracovní
$n_{2\text{pojmin}}$	ot/min	minimální výstupní otáčky pracovní
n_{hrz}	-	počet hřebel v záběru
n_t	ot/min	otáčky turasu

n_{tskut}	ot/min	skutečné otáčky turasu
n_{vys}	1/min	počet výsypů za minutu
P_{min}	kW	minimální výkon motoru
Q_{pd}	m^3/h	výkon pásového dopravníku
Q_{tv}	t/h	výkon stroje výpočtový
Q_{v}	m^3/h	skutečný výkon stroje
Q_{vmin}	m^3/h	minimální výkon stroje
Q_{Vteor}	m^3/h	teoretický objemový výkon stroje
R_1	N	síla potřebná k překonání tření materiálu
R_2	N	síla potřebná ke zvedání materiálu
R_3	N	síla překonání tření v pracovní větvi řetězu
R_4	N	síla překonání tření vratné větve řetězu
R_5	N	síla potřebná pro přechod hnacího turasu
R_6	N	síla pro překonání odporu v ložiscích hnacího turasu
R_7	N	síla přechodu přes napínací turas
R_8	N	síla pro překonání odporu v ložiskách napínacího turasu
r_c	m	poloměr čepu řetězu
r_{hloz}	m	poloměr hnacího hřídele v ložisku
r_{nloz}	m	poloměr napínacího hřídele v ložisku
r_{tur}	mm	poloměr roztečné kružnice turasu
S_{box}	m^2	obsah průřezu hromady
$S_{\text{tř}}$	m^2	plocha třísky při maximálním záběru
t_c	N	smykové tření
$t_{\text{čl}}$	mm	rozteč článků řetězu
t_{hr}	mm	rozteč hřebel
t_{loz}	N	koeficient valivého tření v ložiskách
T_{prnap}	N	tah v řetězu na napínacím turasu
t_{tr}		tření materiálu
v_a	mm	šířka všech třísek
V_{box1}	m^3	objem jednoho boxu
V_m	m^3	objem materiálu v hřeblech
V_{m3D}	m^3	objem materiálu podle 3D cad systému
v_p	m/min	potřebná rychlost pojezdu stroje
v_{pmax}	m/min	maximální rychlost pojezdu stroje
v_{pmin}	m/min	minimální rychlost pojezdu stroje

v_r	m/s	rychlost shrnovacího řetězu
v_{rskut}	m/s	skutečná rychlost řetězu
V_{skl}	m^3	celková kapacita skladu
v_{tr}	mm	přepona všech třísek
V_{tr1}	m^3	objem třísek bez zubů
V_{tr2}	m^3	objem zubů třísky
v_{tri}	m^3	objem třísky
V_{trimin}	m^3	minimální objem třísky
$x_{\check{c}}$	-	počet článků řetězu
$x_{\check{c}teor}$	-	teoretický počet článků řetězu
z_{tur}	-	počet zubů turasu
α_{hr}	°	úhel pod p řepadovou hranou
β_{rezmax}	°	maximální řezný úhel
β_{rezmin}	°	minimální řezný úhel
η_c	-	celková účinnost
η_l	-	účinnost ložisek
η_m	-	účinnost motoru
η_p	-	účinnost převodovky
ρ_{stmat}	°	statický sypný úhel energosádrovce
σ_{egs}	t/m^3	sypná hmotnost energosádrovce

1. Úvod

Svou bakalářskou práci na téma „Návrh pohonu strojního zařízení pro homogenizaci“ jsem zpracovával v podniku VÍTKOVICE GEARWORKS a.s.. Jedná se o společnost s dlouholetou strojírenskou tradicí působící nejen na českém trhu, ale také velice výrazně v zahraničí.

Úkolem mé práce bylo navrhnout a správně nadimenzovat pohon shrnovacího řetězu stroje sloužícího k manipulaci se sypkými materiály, vyráběného společností VÍTKOVICE. Mým úkolem bylo vhodně navrhnout tvar a rozměry tažného řetězu pro navržený pohon. Jednotlivé funkční uzly musely být navrženy tak, aby na sebe plynule navazovaly a zařízení mohlo fungovat s ohledem na daná omezení.

Manipulace se sypkými materiály je obecně velice problematická činnost. Nelze zcela jednoznačně bez důkladných testů a měření přesně určit vlastnosti sypkého materiálu. Tyto vlastnosti se mohou vlivem klimatických podmínek měnit. Zařízení musí být navrženo tak, aby tyto nepříznivé podmínky v co největší míře eliminovalo.

2. Rešerše homogenizačních strojů

Homogenizační stroje nebo také skládkové stroje mají dvě základní funkce. První z těchto funkcí je samotná manipulace se sypkými materiály. Další funkcí je homogenizace materiálu, o které se podrobněji zmíníme později.

Tyto stroje nacházejí uplatnění zejména v následujících provozech:

V zauhlování elektráren – každá elektrárna má ze zákona předepsáno, že musí být nezávislá na dodávkách paliva, tak aby dokázala předepsanou dobu fungovat bez těchto dodávek. Z tohoto důvodu je nutné budovat uhelné skládky s přesně vypočítanou kapacitou. K obsluze právě těchto skládek se využívá skládkových strojů. Dalším důležitým přínosem skládkových strojů je homogenizace přivezeného materiálu díky níž se do technologického procesu dostává materiál jednotné kvality.

V procesu odsíření – v mnoha elektrárnách s nástupem odsíření byly zbudovány sklady vedlejších energetických produktů. Tyto sklady jsou nedílnou součástí celého technologického procesu snižujícího ekologickou zátěž životního prostředí.

2.1. Skládkové stroje

Skládkové stroje jsou určeny pro manipulaci se sypkými materiály na velkokapacitních skládkách nejen hutních podniků, ale i elektráren, tepláren, cementáren apod..

Základní rozdělení skládkových strojů je na jednoúčelové a víceúčelové. Jednoúčelové stroje slouží pouze k odebírání materiálu nebo k jeho zakládání. Víceúčelové stroje nebo také kombinované plní nejen funkci zakladače ale i funkci naběrače.

Skládkové stroje slouží k odebírání uskladněného sypkého materiálu a jeho ukládání na odsunový pás. Použití těchto strojů je především výhodné v případě, že na sklad přichází materiály nestejné kvality. Tyto stroje umožňují homogenizaci materiálu, což je výhodné a díky níž na výstupu dosahuje materiál jednotné kvality a umožňuje optimalizaci následných technologických procesů.

Provedení a konstrukce skládkových strojů je zaměřena především na maximální využití prostorů skladu, provozní bezpečnost a spolehlivost, vytvoření vhodných pracovních podmínek obsluhy a použití moderních prvků pro ovládání a řízení.

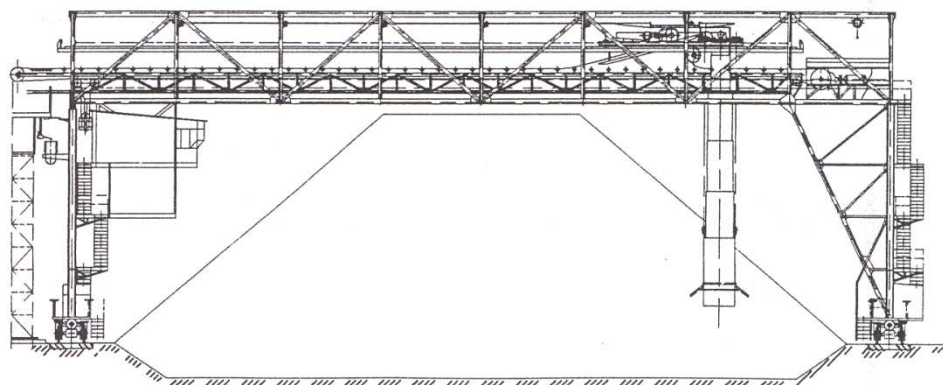
Vzhledem k přesně vymezenému prostoru skladu jsou skládkové stroje převážně konstruovány na kolejových podvozcích. Pohony vybraných strojních uzlů jsou v provedení s hydromotory nebo s frekvenčně řízenými elektromotory.

Ovládání skládkových strojů je řešeno s využitím programovatelných automatů v ovládacích systémech. Kabiny strojníka jsou vybaveny klimatizací a strojní zařízení obsahuje zabezpečovací prvky. Skládkové stroje je možno provozovat v režimu ručního nebo automatického ovládání.

Mezi výrobce skládkových strojů patří krom společnosti VÍTKOVICE v České republice například společnosti PRODECO, PSP Přerov, Krušohorské strojírny, atd.. Mezi významné zahraniční výrobce patří např. společnosti FAM, Thyssen-Krupp, KOCH, MAN, SCHADE.

2.1.1. ZPH Zakladač pásový homogenizační

Zakladač typu ZPH je určen pro ukládání sypkých materiálů za účelem jejich homogenizace nebo skládkování na velkokapacitních venkovních skládkách a umožňuje ukládání dopravovaného materiálu v tenkých vodorovných vrstvách. Zařízení je vybaveno zakládacím pásem a teleskopickou výsypkou, která umožňuje snížení prašnosti a také rovnoměrné rozvrstvení materiálu.



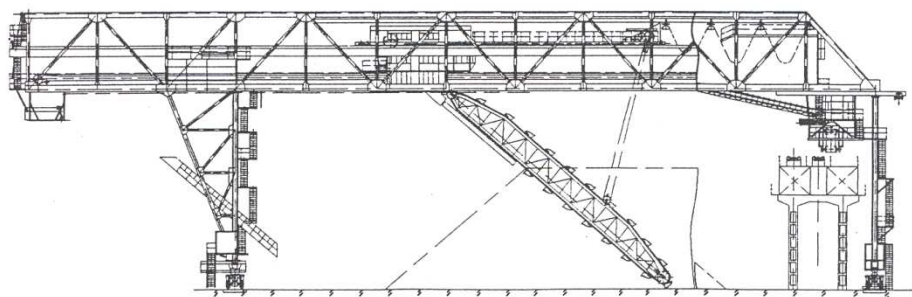
Obr. 2.1 Pásový homogenizační zakladač



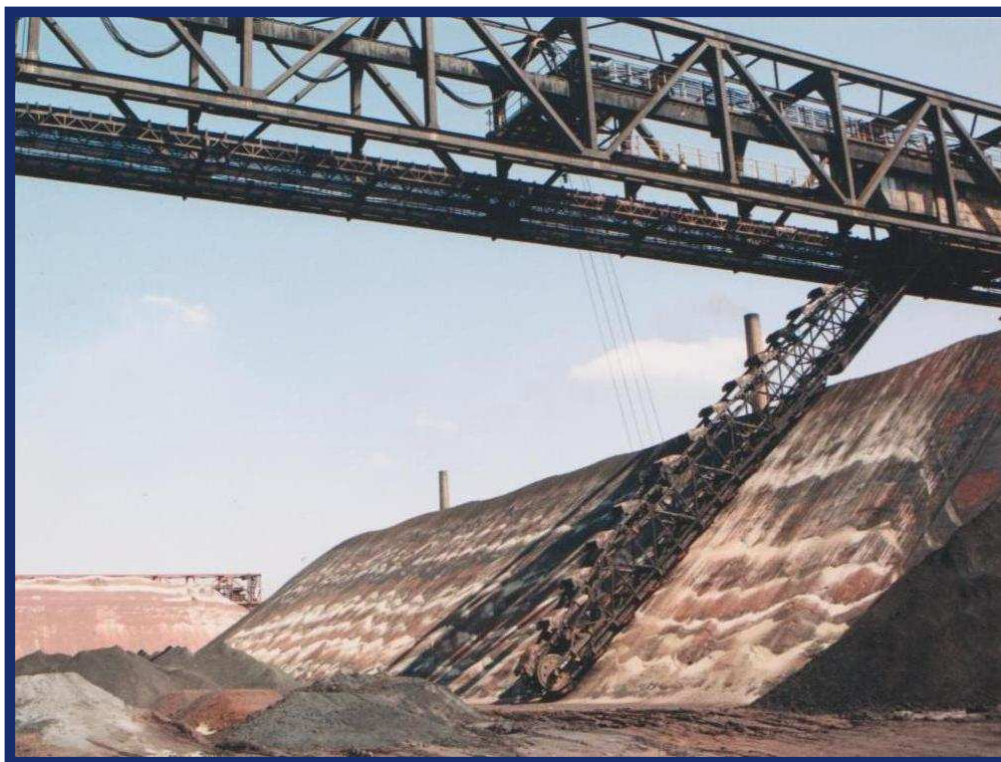
Obr. 2.2 Stroj ZPH v US STEEL Košice

2.1.2. NPH NABĚRAČ KOREČKOVÝ HOMOGENIZAČNÍ

Naběrač typu NPH je určen pro odběr materiálu z velkokapacitních venkovních skládek sypkých materiálů, které byly uloženy zakladačem ZPH ve vodorovných vrstvách. Šikmým odebráním materiálu korečkovým nabíracím zařízením ve směru od paty k vrcholu hromady a za současného pojezdu naběrače do krajních poloh dochází k promísení navrstveného materiálu a tím k jeho homogenizaci.



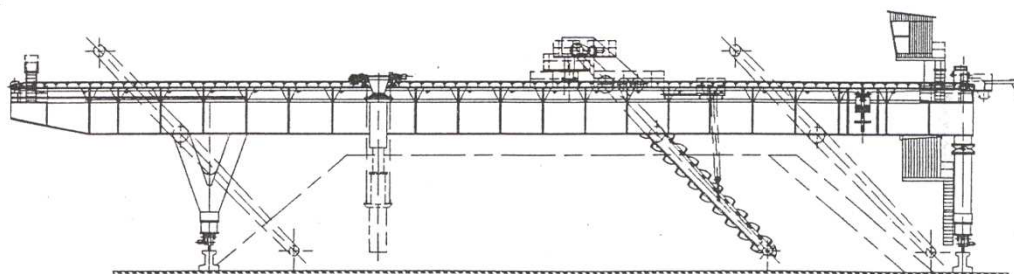
Obr. 2.3 Korečkový naběrač homogenizační



Obr. 2.4 Stroj NPH umístěný v ARCELOR MITTAL Ostrava

2.1.3. PZNNK PORTÁLOVÝ ZAKLADAČ – NABĚRAČ KOREČKOVÝ

Tento stroj je kombinací typů ZPH a NPH. Tento stroj umožňuje zakládání i odběr materiálu. Toto řešení je moderní a poskytuje výrazné snížení výrobních a provozních nákladů v porovnání s předchozími stroji. Nasazení tohoto stroje je možné tam, kde přísun materiálu a jeho odběr ze skládky se časově nepřekrývá.



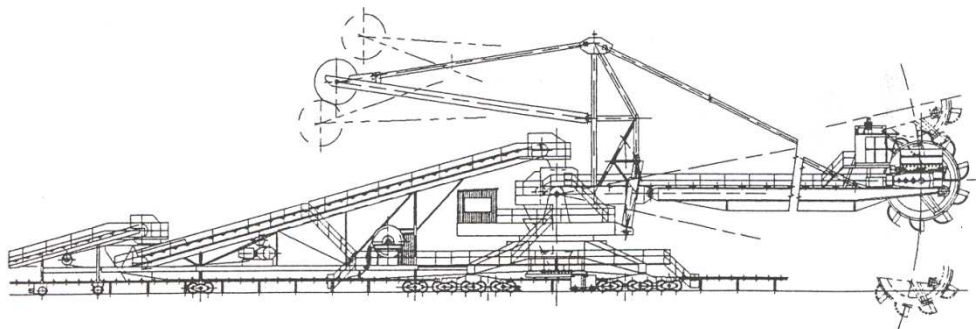
Obr. 2.5 Zakladač naběrač homogenizační



Obr. 2.6 Stroj PZNNK umístěný v ARCELOR MITTAL Ostrava

2.1.4. ZNKk ZAKLADAČ – NABĚRAČ KOLESOVÝ

Tento kombinovaný skládkový stroj je určen pro přepravu sypkých hmot na venkovních skládkách. Na kolejovém podvozku je otočně uložena horní stavba stroje. Při zakládání na skládku je přepravovaný materiál přiváděn průběžným dopravním pásem skládky přes shazovací vůz do středové výsypky skládkového stroje a odtud vynášen výložníkovým dopravním pásem na určené místo na skládce. Při odebírání ze skládky je přepravovaný materiál nabírán korečkou otáčejícího se kola a reverzním výložníkovým pásovým dopravníkem dopravován středovou výsypkou na průběžný pásový dopravník skládky.



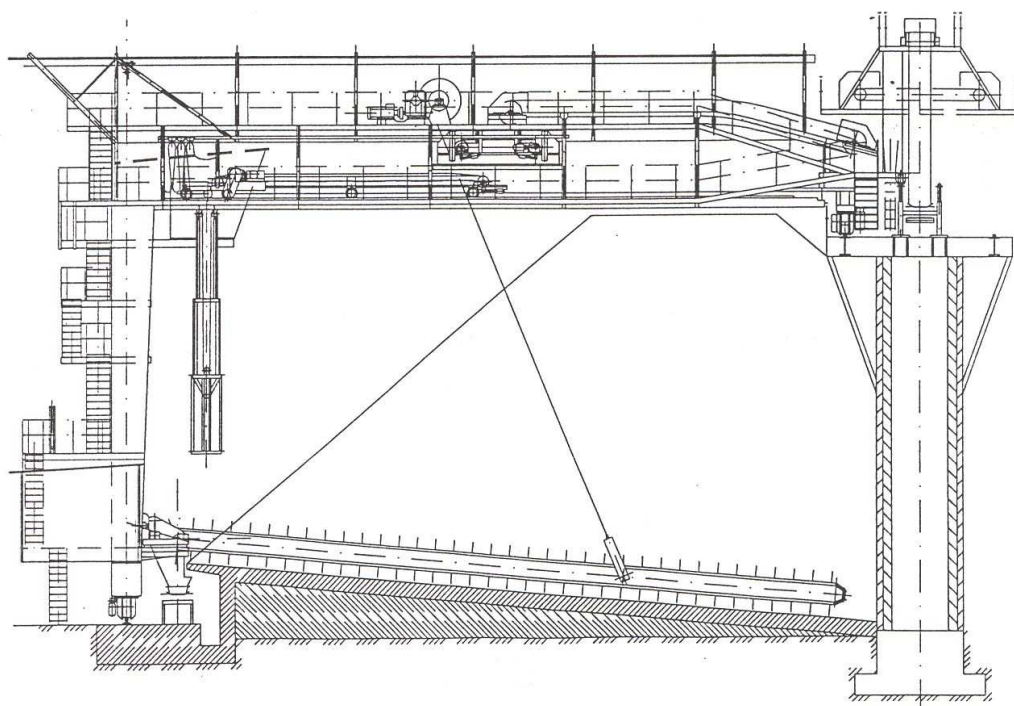
Obr. 2.7 Zakladač naběrač homogenizační



Obr. 2.8 Stroj ZNKk umístěný v El. Chvaletice

2.1.5. SZHK SHRNOVAČ – ZAKLADAČ HOMOGENIZAČNÍ

Tyto stroje byly vyvinuty za účelem dosažení co nejvyššího stupně homogenizace sypkých hmot skladovaných na otevřených a krytých skládkách. Materiál je zakládán přes přísunový skládkový pás a shazovací vůz soustavou dopravních pásů stroje, z nichž poslední je vybaven teleskopickou výsypkou. Ze skládky je materiál shrnován hřebly shrnovacího řetězu. Vzhledem ke způsobu zakládání a shrnování skladovaného materiálu je dosaženo jeho vysoké homogenity.

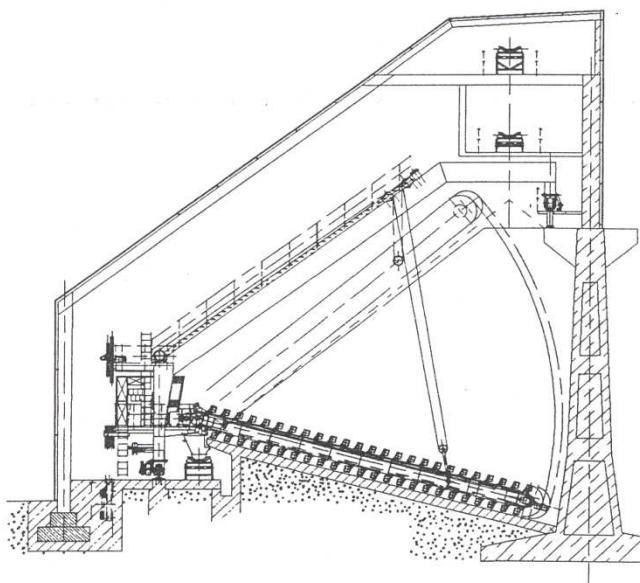


Obr. 2.9 Boční shrnovač zakladač homogenizační

2.1.6. SCK SHRNOVAČ BOČNÍ

Tyto stroje jsou určeny k odebírání sypkých materiálů z hromad předem založených soustavou pojízdných reverzních dopravních pásů nebo samostatným pojízdným zakladačem.

Materiál, který je shrnován z hromady hřebly shrnovacího řetězu je výsypkou dopravován na odsunový dopravní pás. Vzhledem ke způsobu zakládání a odběru je dosaženo značné homogenity skladovaného materiálu.



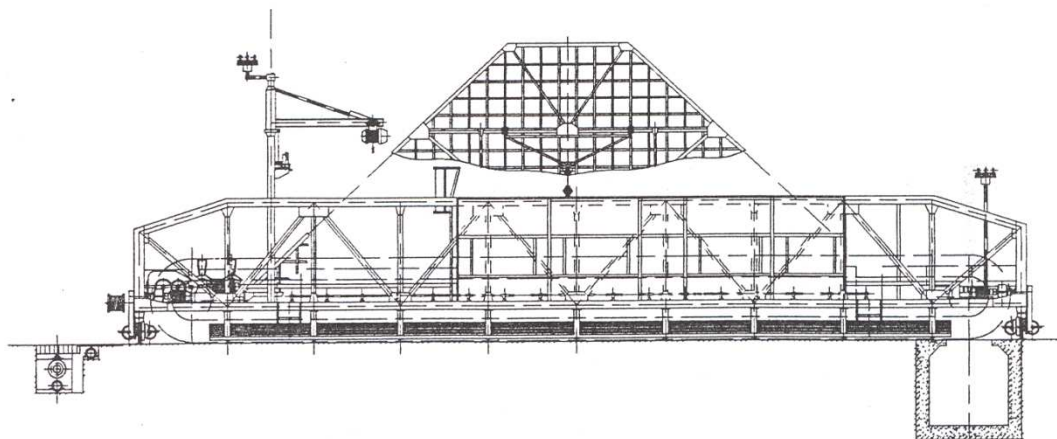
Obr. 2.10 Boční shrnovač



Obr. 2.11 Boční shrnovač umístěný v teplárně Malešice

2.1.7. Čelní shrnovače

Tyto jednoúčelové skládkové stroje jsou vhodné pro homogenizační skládky. Pomocí pohybu narušovacích bran nutí sesouvat skladovaný materiál k patě hromady a tím k odebíracímu ústrojí. Tyto stroje mohou být vybaveny korečkovým kolem nebo také řetězem s hřebly. Stroje mohou být jednostranné nebo oboustranné. Stroj lze využít pro rovné kryté i venkovní skládky a také pro kruhové skládky.



Obr. 2.12 Čelní shrnovač



Obr. 2.13 a Obr. 2.14 Mostové naběrače vyráběné firmou FAM

[7]

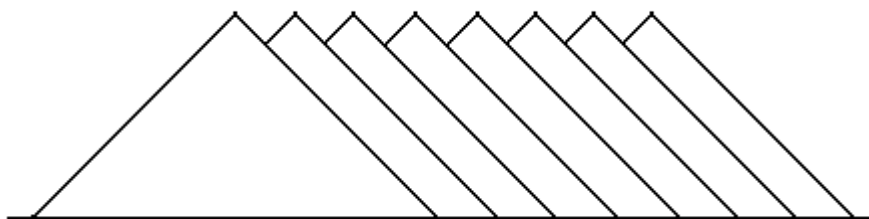
2.2. Homogenizace

Je zakládání materiálu do tenkých vrstev tak, aby při jeho odběru procházel nabírací orgán skládkového stroje co největším počtem těchto vrstev. Tento postup zaručí, že každý prvek nabíracího orgánu bude obsahovat určité množství materiálu z každé vrstvy. Stupeň účinnosti homogenizace a chemické a fyzikální vlastnosti materiálu se přitom určují statistickými metodami ze vzorků materiálu, který je pravidelně odebíráný před a po homogenizaci. K tomuto dokonalému promísení je nutné dobře navrhnout celou technologii zakládání a odebírání materiálů.

2.3. Zakládání materiálu

Materiál je na skládku zakládán následujícími metodami:

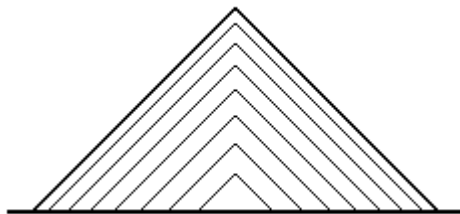
- a) Metoda **cone-shell** (kuželových vrstev) – pod přirozeným sypným úhlem materiálu je založen první kužel do plné výšky hromady a poté jsou k němu přisypávány postupně jednotlivé kuželové vrstvy, až na celou délku hromady



Obr. 2.15 Metoda cone-shell

[1]

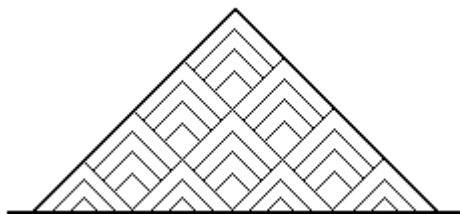
- b) Metoda **chevron** – hromada je na dně skládky po celé své délce tvořena základní trojúhelníkovou vrstvou, na kterou jsou pod přirozeným sypným úhlem oboustranně přisypávány lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady. Může být zakládána zařízeními pojíždějícími plynule podél hromady po celé její délce.



Obr. 2.16 Metoda chevron

[1]

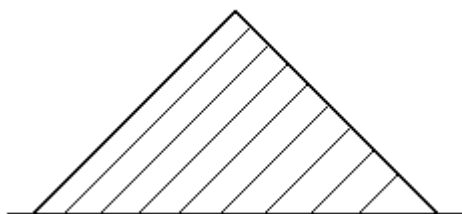
- c) Metoda **windrow** – hromada je na dně skládky po celé své délce tvořena základními trojúhelníkovými vrstvami založenými metodou chevron, mezi které jsou dále pod přirozeným sypným úhlem přisypávány stejnou metodou kosočtverečné vrstvy až do plné výšky hromady.



Obr. 2.17 Metoda windrow

[1]

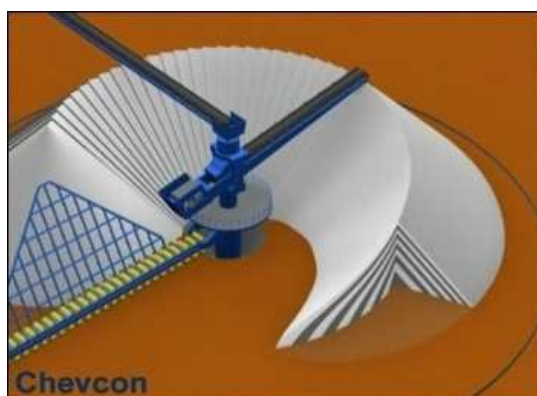
- d) Metoda strata – hromada je na dně skládky po celé své délce tvořena základní trojúhelníkovou vrstvou, na kterou jsou dále pod přirozeným sypným úhlem jednostranně přisypávány lichoběžníkové vrstvy do plné výšky hromady.



Obr. 2.18 Metoda strata

[1]

- e) metoda chevcon – nejnověji vyvinutá metoda zakládání hromad kruhových skládek. Hromada je zakládána plynulým kruhovým pohybem při současné změnou úhlu výložníku zakladače.



Obr. 2.19 Metoda chevcon

[2]

3. Zadané hodnoty

Pro výpočet výkonu bočního shrnovače je nutné v první řadě zjistit údaje o přepravovaném materiálu, návaznost na odsunový pás a také objem a rozměry skladu. Pro tyto hodnoty musíme stroj navrhnout.

3.1. Přepravovaný materiál

Údaje o materiálu	Jednotky	Výpočtové hodnoty	Skutečné hodnoty
Druh materiálu		Energosádrovec	
Sypná hmotnost	[t/m ³]	1	
Sypný uhel statický	[deg]	30	30-40
Sypný uhel dynamický	[deg]	10	
Zrnitost	[mm]	20	0÷40
Vlhkost	[%]	10	5÷15
Abrázivnost			
Podíl lepivých frakcí v materiálu			

Tabulka 1 Přepravovaný materiál

3.1.1. Energosádrovec

Energosádrovec vzniká jako vedlejší produkt v procesu odsíření tzv. mokrou vápencovou metodou. Pojem energosádrovec je používán pro sádrovec vzniklý v odsiřovacím zařízení. Tímto se odlišuje od sádrovce, který se v přírodě vyskytuje jako nerost a je také těžen pro průmyslové využití. Energosádrovec je však chemicky mnohem čistší než sádrovec přírodní.

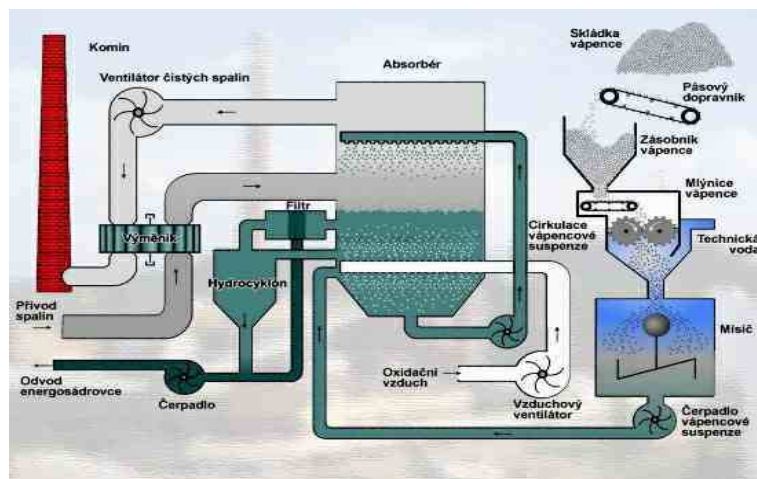
[4]

3.1.2. Mokrý vápencová vypírka spalin

Tato metoda patří v současné době k nejrozšířenějším v Evropě, USA i Japonsku.

Reakčním činidlem, na kterém se oxid siřičitý (SO_2) zachycuje, je vodní suspenze jemně mletého vápence a produktem odsíření je i hydrát síranu vápenatého ($\text{CaCO}_3 \times 2 \text{H}_2\text{O}$) tedy energosádrovec.

Účinnost zachycení SO_2 je vysoká. Dosahuje až 96 % při současně vysokém využití reakčního činidla vápence. Energosádrovec, je velmi dobře využitelný zejména ve stavební výrobě, kde plně nahradí používaný přírodní sádrovec. Energosádrovec je využíván jako přísada při výrobě cementu a sádry.



Obr. 3.1 Mokrý vápencová vypírka spalin

[5]

3.2. Údaje o skládce materiálu

Údaje o skládce	Jednotky	Výpočtové hodnoty
Kapacita skladu	m^3	7900
Délka prvního boxu	mm	30500
Délka druhého boxu	mm	30500
Uspořádání jednotlivých boxu		2 boxy vedle sebe
Dovolená zastavěná plocha		-
Skládka krytá venkovní		krytá
Skládka homogenizační		ne
Stupeň homogenizace		-

Tabulka 2 Údaje o skládce materiálu

3.2.1. Objem jednoho boxu

$$S_{\text{box}} = 130 \quad \text{m}^2 \dots\dots \text{obsah průřezu hromady}$$

$$l_{\text{box1}} = 30500 \quad \text{mm} \dots\dots \text{délka jednoho boxu}$$

$$V_{\text{box1}} = S_{\text{box}} \cdot l_{\text{box1}}$$

$$V_{\text{box1}} = 130 \cdot 30,500 \quad 3.1$$

$$V_{\text{box1}} = 3965 \text{m}^3$$

$$V_{\text{box1}} = 3965 \quad \text{m}^3 \dots\dots \text{objem jednoho boxu}$$

3.2.2. Celková kapacita skladu

$$V_{\text{skl}} = 2 \cdot V_{\text{box1}}$$

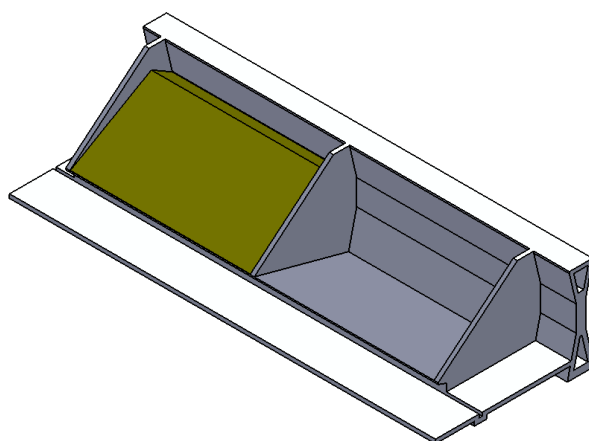
$$V_{\text{skl}} = 2 \cdot 3965 \quad 3.2$$

$$V_{\text{skl}} = 7930 \text{m}^3$$

$$V_{\text{skl}} = 7930 \quad \text{m}^3 \dots\dots \text{celková kapacita skladu}$$

3.2.3. Popis skladu

Sklad se skládá z jednotlivých boxů, které jsou rozděleny příčkou. Tato příčka má šířku 500mm. Sklad musí obsahovat servisní box a dojezd na druhé straně. Vývod el. kabelu je uprostřed skladu a kabel je navíjen na kabelové bubny umístěné na stroji. V poslední době je uvažováno tento přívod vést pomocí energořetězu na boční stěně skladu.



Obr. 3.2 Sklad

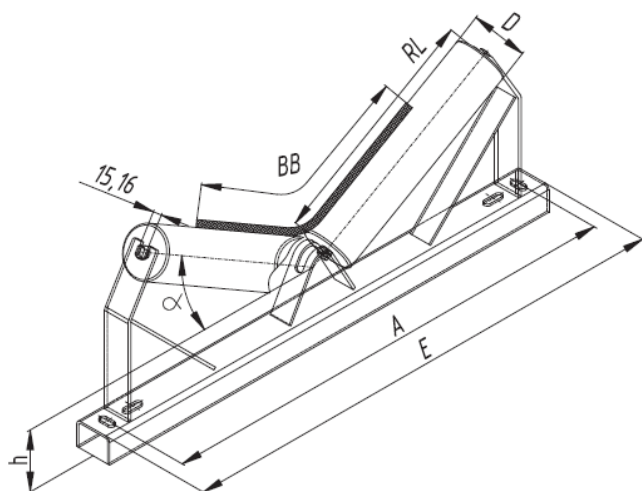
3.3. Odsunový pás

Odsunový pás je umístěn v prostoru pod přepadovou hranou skladu. Na tento pás je nasypáván materiál přes výsypku stroje. Odsunový pás má po celé délce skladu boční vedení, aby nedocházelo k vysypávání materiálu mimo pás.

Návaznost stroje na odsunový dopravní pás	Jednotky	Výpočtové hodnoty
Typ válečkových stolic		Dvouválečkové
Výkon pásu	[t/h]	200
Šířka pásu předpokládaná	[mm]	650
Rychlost pásu	[m/s]	2,0
Tah v horní větvi pásu		
Dispoziční uspořádání pásu		
Sypný úhel dynamický	[deg]	10
Sypná hmotnost	[deg]	1

Tabulka 3 Odsunový pás

$$Q_{pd} = 200 \quad \text{m}^3/\text{h} \dots \dots \text{výkon pásového dopravníku}$$



Obr. 3.3 Válečková stolice

BB	D	RL	h	A	E	α
650mm	133mm	380mm	150mm	890mm	940mm	20°

Tabulka 4 Rozměry válečkové stolice

4. Rámcová dimenze stroje pro výkon $Q_{V\text{teor}}$

Rámcovou dimensí zkoumám množství přepravovaného materiálu a vnější vlivy, které na něj působí. V následující kapitole jsem prověřil výpočtem maximální objemový výkon stroje.

4.1. Teoretický objemový výkon stroje

Jako první krok musíme spočítat objemový výkon stroje, jelikož je zadán výkon v t/m^3 a my potřebujeme stroj nadimenzovat pro materiál v m^3/h . - K celému výpočtu přidáváme koeficient pro zaručené dosažení požadovaného výkonu

$$\begin{aligned} K_{\text{vykonu}} &= 1,25 && \text{- rezerva výkonu} \\ Q_{\text{tv}} &= 200 && \text{t/h výkon stroje výpočtový} \\ \sigma_{\text{egs}} &= 1 && \text{t/m}^3 \text{ sypná hmotnost energosádrovce} \end{aligned}$$

$$Q_{V\text{teor}} = K_{\text{vykonu}} \cdot \frac{Q_{\text{tv}}}{\sigma_{\text{egs}}}$$

$$Q_{V\text{teor}} = 1,25 \cdot \frac{200}{1} \quad 4.1$$

$$Q_{V\text{teor}} = 250 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$Q_{V\text{teor}} = 250 \quad \text{m}^3/\text{h} \text{ teoretický objemový výkon stroje}$$

4.2. Parametry shrnovacího řetězu

$$t_{\text{cl}} = 315 \quad \text{mm rozteč článků řetězu}$$

Rozteč článků volím s ohledem na normalizovanou řadu roztečí.

$$i_{\text{hr}} = 2 \quad \text{- počet článků mezi hřebly}$$

$$t_{\text{hr}} = t_{\text{cl}} \cdot i_{\text{hr}}$$

$$t_{\text{hr}} = 315 \cdot 2 \quad 4.2$$

$$t_{\text{hr}} = 630 \text{ mm}$$

$$t_{\text{hr}} = 630 \quad \text{mm rozteč hřebel}$$

4.3. Průměr roztečné kružnice turasu

$z_{tur} = 6$ - počet zubů turasu

$$D_{tur} = \frac{t_{cl}}{\sin \frac{180}{z_{tur}}}$$

$$D_{tur} = \frac{315}{\sin \frac{180}{6}} \quad 4.3$$

$$D_{tur} = 630mm$$

$D_{tur} = 630$ mm průměr roztečné kružnice turasu

Tento výpočet vychází z normy ČSN 01 4811.

4.4. Počet článků řetězu

$a_{teor} = 15500$ mm teoretická rozteč mezi turasy

$$x_{čteor} = \left(2 \cdot \frac{a_{teor}}{t_{cl}} \right) + \left(\frac{z + z}{2} \right)$$

$$x_{čteor} = \left(2 \cdot \frac{15500}{315} \right) + \left(\frac{6 + 6}{2} \right) \quad 4.4$$

$$x_{čteor} = 104,41$$

$x_{čteor} = 104,41$ - teoretický počet článků řetězu

Skutečný počet článku musí být dělitelný 2 z tohoto důvodu, volím nejbližší vyšší.

$$x_{č} = 106$$

$x_{č} = 106$ - počet článků řetězu

4.5. Skutečná rozteč turasů

$$a_{tur} = \frac{(x_{č} - z_{tur}) \cdot t_{cl}}{2}$$

$$a_{tur} = \frac{(106 - 6) \cdot 315}{2} \quad 4.5$$

$$a_{tur} = 15750mm$$

$a_{tur} = 15750$ mm skutečná rozteč mezi turasy

4.6. Výška třísky

$h_{hr} = 286$ mm výška hřebel

Výšku třísky volím s ohledem na provozní zkušenosti

$$h_{tr} = h_{hr} \cdot \frac{2}{3}$$

$$h_{tr} = 286 \cdot \frac{2}{3} \quad 4.6$$

$$h_{tr} = 190,7 \text{ mm}$$

$h_{tr} = 190,7$ mm výška třísky

4.7. Potřebná rychlost pojezdu shrnovacího stroje

$$v_p = \frac{2 \cdot Q_{vteor}}{60 \cdot h_{tr} \cdot a_{tur}}$$

$$v_p = \frac{2 \cdot 250}{60 \cdot (190,7 \cdot 10^{-3}) \cdot (15750 \cdot 10^{-3})} \quad 4.7$$

$$v_p = 2,775 \text{ m/min}$$

$v_p = 2,775$ m/min ... potřebná rychlost pojezdu stroje

4.8. Skutečná rychlost pojezdu stroje

Jelikož součástí mé práce není výpočet pojezdu stroje, použiji současný využívaný pohon. Jedná se o převodovou skříň čelní s elektromotorem a brzdou. Výrobcem tohoto pohonu je firma NORD.

Charakteristika pohonu:

označení	SK 8382 AGSH-100 I/40 Bre40 (1)	
typ elektromotoru	třífázový asynchronní	
druh provozu	S 1	
krytí	IP66	
převod	386,68	
výstupní otáčky	3,7 ot/min	(při 50Hz)
výstupní otáčky pracovní min.	0,5 ot/min	(při 6,76Hz)
výstupní otáčky pracovní max.	1,5 ot/min	(při 18,5Hz)
výstupní otáčky přemísťovací	6 ot/min	(při 81Hz)

[8]

Výkon stroje je regulovaný pomocí rychlosti pojezdu stroje, jelikož rychlost stroje je řízena pomocí frekvenčního měniče. Rychlost stroje při shrnování je regulovatelná v rozmezí 0,5 ot/min – 1,5 ot/min.

4.8.1. Minimální rychlost pojezdu stroje

$$\begin{aligned} d_{\text{kola}} &= 630 && \text{mm průměr pojezdového kola} \\ n_{2\text{pojmin}} &= 0,5 && \text{ot/min ... minimální výstupní otáčky pracovní} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{p\min} &= \pi \cdot d \cdot n_2 \\ v_{p\min} &= \pi \cdot 0,63 \cdot 0,5 && 4.8 \\ v_{p\min} &= 0,9896 \Rightarrow 1 \text{ m / min} \end{aligned}$$

$$v_{p\min} = 1 \quad \text{m/min ... minimální rychlost pojezdu stroje}$$

4.8.2. Maximální rychlost pojezdu stroje

$$n_{2\text{pojmax}} = 1,5 \quad \text{ot/min ... maximální výstupní otáčky pracovní}$$

$$\begin{aligned} v_{p\max} &= \pi \cdot d \cdot n_{2\text{pojmax}} \\ v_{p\max} &= \pi \cdot 0,63 \cdot 1,5 && 4.9 \\ v_{p\max} &= 2,9688 \Rightarrow 3 \text{ m / min} \end{aligned}$$

$$v_{p\max} = 3 \quad \text{m/min ... maximální rychlost pojezdu stroje}$$

4.9. Ověření zvoleného pohonu

Pro ověření správnosti výpočtu musí vyhovovat následující vztah

$$\begin{aligned} v_{p\min} < v_p < v_{p\max} \\ 0,9896 < 2,775 < 2,9688 && 4.10 \end{aligned}$$

Tento vztah vyhovuje a tohoto důvodu budu počítat pouze s rychlostí pojezdu stroje

4.10. Rychlost řetězu

Jelikož je výkon stroje regulován pomocí rychlosti pojezdu je rychlost řetězu konstantní. Rychlost shrnovacího řetězu by měla být volena v rozmezí od 0,4 až 1,2 m/s.

[6]

S ohledem na přepravovaný materiál volím:

$$v_r = 0,5 \quad \text{m/s rychlost shrnovacího řetězu}$$

4.11. Plocha jedné třísky

$$S_{tr} = \frac{1}{2} \cdot h_{tr} \cdot a_{tur}$$

$$S_{tr} = \frac{1}{2} \cdot 0,1907 \cdot 15,750 \quad 4.11$$

$$S_{tr} = 1,5015 \text{ m}^2$$

$$S_{tř} = 1,5015 \quad \text{m}^2 \text{ plocha třísky při maximálním záběru}$$

4.12. Maximální řezný úhel

Aby se hřebel mohly volně zařezávat a nevznikala nadměrná boční síla na hřebel a tím na vodič řetězu, nesmí β_{\max} překročit určitou hodnotu. Poněvadž rychlost řetězu je omezena, musí se i pojezdová rychlost pohybovat v mezích do úhlu řezu $\beta_{\text{dov}} \approx 10^\circ$

[3]

Výpočet maximálního řezného úhlu:

$$\text{tg} \beta_{\text{rez max}} = \frac{v_{p \max}}{v_r}$$

$$\text{tg} \beta_{\text{rez max}} = \frac{3}{60 \cdot 0,5} \quad 4.12$$

$$\text{tg} \beta_{\text{rez max}} = 0,1$$

$$\beta_{\text{rez max}} = 5,71059$$

$$\beta_{\text{rez max}} = 5,7106 \quad ^\circ \text{ maximální řezný úhel}$$

Řezný úhel $\beta_{\text{rez max}}$ vyhovuje a je menší než β_{dov} .

4.13. Maximální posun hřebel v ose x

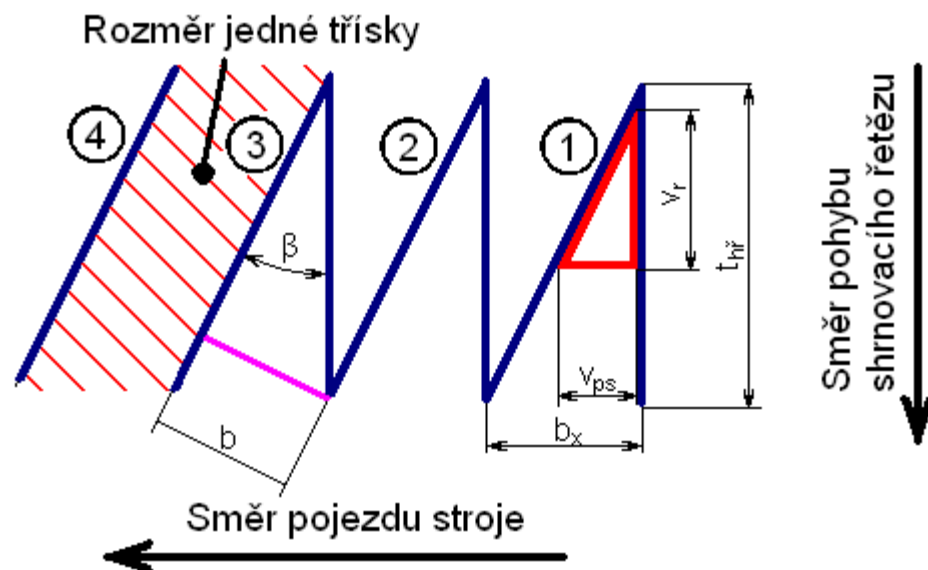
$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_{\operatorname{rez} \max} &= \frac{b_{x \max}}{t_{hr}} \Rightarrow \\ b_{x \max} &= \operatorname{tg} \beta_{\operatorname{rez} \max} \cdot t_{hr} \\ b_{x \max} &= 0,1 \cdot 0,63 \\ b_{x \max} &= 0,063 \text{ m} \Rightarrow 63 \text{ mm} \end{aligned} \quad 4.13$$

$b_{x \max} = 63$ mm maximální posun hřebel v ose x

4.14. Maximální šířka jedné třísky

$$\begin{aligned} \sin \beta_{\operatorname{rez}} &= \frac{b_{\max}}{t_{hr}} \Rightarrow \\ b_{\max} &= \sin \beta_{\operatorname{rez}} \cdot t_{hr} \\ b_{\max} &= \sin 5,7106 \cdot 0,63 \\ b_{\max} &= 0,062687 \text{ m} \Rightarrow 62,687 \text{ mm} \end{aligned} \quad 4.14$$

$b_{\max} = 62,68$ mm maximální šířka třísky



Obr. 4.1 Rozbor pohybů stroje a řetězu

4.15. Maximální objem jedné třísky

$$\begin{aligned} v_{tri} &= S_{tr} \cdot b_{\max} \\ v_{tri} &= 1,5015 \cdot 0,06269 \\ v_{tri} &= 0,0941 \text{ m}^3 \end{aligned} \quad 4.15$$

$$V_{tri} = 0,0941 \text{ m}^3 \dots\dots \text{objem třísky}$$

4.16. Počet výsypů za minutu

$$n_{vys} = \frac{60 \cdot v_r}{t_{hr}}$$

$$n_{vys} = \frac{60 \cdot 0,5}{0,630} \quad 4.16$$

$$n_{vys} = 47,62 \text{ 1/min}$$

$$n_{vys} = 47,62 \text{ 1/min} \dots \text{počet výsypů za minutu}$$

4.17. Kontrola maximálního výkonu stroje

$$Q_v = n_{vys} \cdot v_{tri} \cdot 60$$

$$Q_v = 47,62 \cdot 0,0941 \cdot 60 \quad 4.17$$

$$Q_v = 268,9$$

$$Q_v = 268,9 \text{ m}^3/\text{h} \dots\dots \text{skutečný výkon stroje}$$

4.18. Kontrola požadovaného výkonu

nyní prověříme, zda stroj splňuje požadovaný výkon

$$Q_{vteor} \leq Q_v \quad 4.18$$

$$250 \leq 268,9$$

Požadovaný výpočtový výkon stroje jsme splnili a proto můžeme postupovat ve výpočtu dále. Skládkový stroj je schopen, při maximálním výkonu vyhrnovat 269 m³/h.

5. Rozmezí výkonu stroje

Ověřil jsem, že stroj je schopen dosáhnout požadovaného výkonu. Nyní musíme zkontrolovat jeho výkon při minimální pracovní pojízdné rychlosti.

Tuto kontrolu provedu pomocí následujících vztahů:

5.1. Minimální řezný úhel

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_{\text{rez min}} &= \frac{v_{ps \text{ min}}}{v_r} \\ \operatorname{tg} \beta_{\text{rez min}} &= \frac{1}{60 \cdot 0,5} \\ \operatorname{tg} \beta_{\text{rez min}} &= 0,03334 \\ \beta_{\text{rez min}} &= 1,90915 \end{aligned} \quad 5.1$$

$$\beta_{\text{rez min}} = 1,90915^\circ \dots \dots \dots \text{minimální řezný úhel}$$

5.2. Minimální posun hřebel v ose x

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_{\text{rez min}} &= \frac{b_{x \text{ min}}}{t_{hr}} \Rightarrow \\ b_{x \text{ min}} &= \operatorname{tg} \beta_{\text{rez min}} \cdot t_{hr} \\ b_{x \text{ min}} &= 0,03334 \cdot 0,63 \\ b_{x \text{ min}} &= 0,021 \text{ m} \Rightarrow 21 \text{ mm} \end{aligned} \quad 5.2$$

$$b_{x \text{ min}} = 21 \text{ mm} \dots \dots \dots \text{minimální posun hřebel v ose x}$$

5.3. Minimální šířka třísky

$$\begin{aligned} \sin \beta_{\text{rez}} &= \frac{b_{\text{min}}}{t_{hr}} \Rightarrow \\ b_{\text{min}} &= \sin \beta_{\text{rez}} \cdot t_{hr} \\ b_{\text{min}} &= \sin 1,909 \cdot 0,63 \\ b_{\text{min}} &= 0,020988 \text{ m} \Rightarrow 20,988 \text{ mm} \end{aligned} \quad 5.3$$

$$b_{\text{min}} = 20,988 \text{ mm} \dots \dots \dots \text{minimální šířka třísky}$$

5.4. Minimální objem třísky

$$\begin{aligned}v_{tri\ min} &= S_{tr} \cdot b_{min} \\v_{tri\ min} &= 1,5015 \cdot 0,021 \\v_{tri\ min} &= 0,0315 m^3\end{aligned}\tag{5.4}$$

$$v_{trimin} = 0,0315 \text{ m}^3 \dots\dots \text{minimální objem třísky}$$

5.5. Minimální výkon stroje

$$\begin{aligned}Q_{v\ min} &= n_{vys} \cdot v_{tri\ min} \cdot 60 \\Q_{v\ min} &= 47,62 \cdot 0,0315 \cdot 60 \\Q_{v\ min} &= 90 \text{ m}^3 / h\end{aligned}\tag{5.5}$$

$$Q_{vmin} = 90 \text{ m}^3/h \dots\dots \text{minimální výkon stroje}$$

Stroj má regulovatelný výkon od 90 m³/h až do 269 m³/h. Tato plynulá regulace výkonu je využitelná pro dodávky sypkých materiálů do navazujících technologických procesů.

6. Dimenze pohonu shrnovacího řetězu

Dimenze pohonu je provedena pro nejnepříznivější případ shrnování a to pro sklon shrnovacího řetězu -15° a tím pádem zvedání materiálu k p řepadové hraně. Dimensi provádíme součtem síly nutné k rozpojení materiálu a jednotlivých sil nutných k překonání veškerých odporů působících v soustavě.

6.1. Síla potřebná k překonání tření materiálu

Pro stanovení síly potřebné k překonání tření materiálu musíme provést následující dílčí výpočty:

6.1.1. Počet hřebel v záběru

$$n_{hrz} = \frac{a_{tur}}{t_{hr}}$$

$$n_{hrz} = \frac{15,75}{0,63}$$

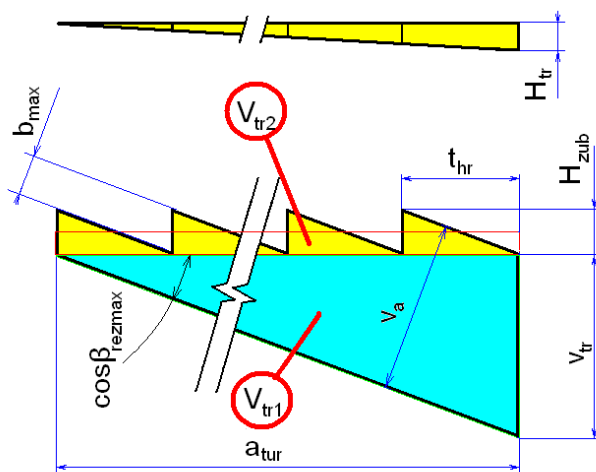
$$n_{hrz} = 25$$

6.1

$$n_{hrz} = 25 \quad - \dots\dots\dots \text{počet hřebel v záběru}$$

6.1.2. Objem materiálu v hřeblech

Pro zjištění skutečného objemu materiálu v hřeblech jsem si vymodeloval následující situaci v 3D programu a zjistil skutečný objem materiálu. Z tohoto modelu jsem odvodil následující vztahy. Svůj výpočet porovnám pro kontrolu s modelem, abych ověřil jeho správnost. Postup výpočtu je uveden v následujícím textu:



Obr. 6.1 Objem materiálu v hřeblech

výpočet šířky třísek všech hřebel v záběru:

$$\begin{aligned} v_a &= n_{hrz} \cdot b_{\max} \\ v_a &= 25 \cdot 62,68 \\ v_a &= 1567 \text{ mm} \end{aligned} \quad 6.2$$

$v_a = 1567$ mm šířka všech třísek

přepona třísek:

$$\begin{aligned} \cos \beta_{rez \max} &= \frac{v_a}{v_{tr}} \\ v_{tr} &= \frac{v_a}{\cos \beta_{rez \max}} \\ v_{tr} &= \frac{1567}{\cos 5,71} \\ v_{tr} &= 1574,81 \text{ mm} \end{aligned} \quad 6.3$$

$v_{tr} = 1574,81$ mm přepona všech třísek

objem třísek bez zubů:

$$\begin{aligned} V_{tr1} &= \frac{1}{3} \cdot H_{tr} \cdot v_{tr} \cdot a_{tur} \\ V_{tr1} &= \frac{1}{3} \cdot 0,1907 \cdot 1,57481 \cdot 15,75 \\ V_{tr1} &= 1,57666 \text{ m}^3 \end{aligned} \quad 6.4$$

$V_{tr1} = 1,57666 \text{ m}^3$ objem třísek bez zubů

výška zubů třísek:

$$\begin{aligned} \cos \beta_{rez \max} &= \frac{b_{\max}}{H_{zub}} \\ H_{zub} &= \frac{b_{\max}}{\cos \beta_{rez \max}} \\ H_{zub} &= \frac{62,68}{\cos 5,71} \\ H_{zub} &= 62,99256 \end{aligned} \quad 6.5$$

$$H_{\text{zub}} = 62,99256 \text{ mm} \dots\dots \text{výška zubu}$$

objem zubů třísek:

$$V_{tr2} = \frac{1}{4} \cdot a_{tur} \cdot H_{tr} \cdot H_{zub}$$

$$V_{tr2} = \frac{1}{4} \cdot 15,75 \cdot 0,1907 \cdot 0,06299256 \quad 6.6$$

$$V_{tr2} = 0,0475999$$

$$V_{tr2} = 0,0476 \text{ m}^3 \dots\dots \text{objem zubů třísky}$$

celkový objem materiálu v hřeblech:

$$V_m = V_{tr1} + V_{tr2}$$

$$V_m = 1,57666 + 0,0476 \quad 6.7$$

$$V_m = 1,62396$$

$$V_m = 1,62396 \text{ m}^3 \dots\dots \text{objem materiálu v hřeblech}$$

$$V_{m3D} = 1,62356 \text{ m}^3 \dots\dots \text{objem materiálu podle 3D cad systému}$$

Výpočet se výrazně neliší od hodnoty zjištěné 3D cad systémem, proto budu nadále počítat s V_m . Z toho vyplývá, že stroj najednou přemísťuje $1,62 \text{ m}^3$ materiálu pomocí svých hřbel v záběru.

6.1.3. Hmotnost materiálu v hřeblech

$$G_m = V_m \cdot \sigma_{egs}$$

$$G_m = 1,62396 \cdot 1 \quad 6.8$$

$$G_m = 1,62396$$

$$G_m = 1,62396 \text{ t} \dots\dots \text{hmotnost materiálu v hřeblech}$$

6.1.4. Tření materiálu

$$\rho_{stmat} = 30 \quad ^\circ \dots\dots \text{statický synný uhel energosádr ovce}$$

$$t_{tr} = \text{tg} \rho_{stmat}$$

$$t_{tr} = \text{tg} 30 \quad 6.9$$

$$t_{tr} = 0,5774$$

$$t_{tr} = 0,5774 \quad \dots\dots \text{tření materiálu}$$

6.1.5. Síla potřebná k překonání tření materiálu

$$g = 9,81 \quad \text{m/s}^2 \dots\dots \text{gravitační zrychlení}$$

$$\alpha_{hr} = 15^\circ \quad \text{°} \dots\dots \text{úhel pod p řepadovou hranou}$$

$$R_1 = G_m \cdot g \cdot t_{tr} \cdot \cos \alpha_{hr}$$

$$R_1 = 1623,96 \cdot 9,81 \cdot 0,5774 \cdot \cos 15 \quad 6.10$$

$$R_1 = 8883,9 \text{ N}$$

$$R_1 = 8883,9 \quad \text{N} \dots\dots \text{síla potřebná k překonání tření materiálu}$$

6.2. Síla potřebná ke zvedání materiálu

$$R_2 = G_m \cdot g \cdot \sin \alpha_{hr}$$

$$R_2 = 1623,9 \cdot 9,81 \cdot \sin 15 \quad 6.11$$

$$R_2 = 4123,04 \text{ N}$$

$$R_2 = 4123,04 \quad \text{N} \dots\dots \text{síla potřebná ke zvedání materiálu}$$

6.3. Tření pracovní větve řetězu

$$t_c = 0,015 \quad \text{N} \dots\dots \text{smykové tření}$$

$$G_{ret} = 7835 \quad \text{kg} \dots\dots \text{celková hmotnost shrnovacího řetězu}$$

$$R_3 = t_c \cdot \frac{G_{ret}}{2} \cdot g \cdot \cos \alpha_{hr}$$

$$R_3 = 0,015 \cdot \frac{7835}{2} \cdot 9,81 \cdot \cos 15 \quad 6.12$$

$$R_3 = 556,82 \text{ N}$$

$$R_3 = 556,82 \quad \text{N} \dots\dots \text{síla překonání tření v pracovní větvi řetězu}$$

6.4. Tření vratné větve řetězu

Tření v pracovní větvi řetězu je stejné jako tření ve vratné větvi řetězu

$$R_4 = R_3$$

$$R_4 = 556,82 \text{ N} \quad 6.13$$

$$R_4 = 556,82 \quad \text{N} \dots\dots \text{síla překonání tření vratné větve řetězu}$$

6.5. Síla potřebná pro přechod řetězu přes hnací turas

Výpočet se skládá z následujících dílčích výpočtů:

6.5.1. Poloměr roztečné kružnice

$$r_{tur} = \frac{D_{tur}}{2}$$

$$r_{tur} = \frac{630}{2} \quad 6.14$$

$$r_{tur} = 315 \text{ mm}$$

$$r_{tur} = 315 \text{ mm} \dots\dots \text{poloměr roztečné kružnice turasu}$$

$$f_t = 0,4 \text{ N} \dots\dots \text{koeficient tření v čepu řetězu}$$

$$F_{pred} = 100\,000 \text{ N} \dots\dots \text{předpokládaná celková tažná síla}$$

$$r_c = 0,02 \text{ m} \dots\dots \text{poloměr čepu řetězu}$$

$$R_5 = 2 \cdot \frac{F_{pred} \cdot r_c}{r_{tur}} \cdot f_t$$

$$R_5 = 2 \cdot \frac{100000 \cdot 0,02}{0,315} \cdot 0,4 \quad 6.15$$

$$R_5 = 5079,37 \text{ N}$$

$$R_5 = 5079,37 \text{ N} \dots\dots \text{síla potřebná pro přechod hnacího turasu}$$

6.6. Síla překonání odporu v ložiskách hnacího turasu

$$r_{hloz} = 0,075 \text{ m} \dots\dots \text{poloměr hnacího hřídele v ložisku}$$

$$t_{loz} = 0,04 \text{ N} \dots\dots \text{koeficient valivého tření v ložiskách}$$

$$R_6 = \frac{F_{pred} \cdot r_{hloz}}{r_{tur}} \cdot t_{loz}$$

$$R_6 = \frac{100000 \cdot 0,075}{0,315} \cdot 0,04 \quad 6.16$$

$$R_6 = 952,38 \text{ N}$$

$$R_6 = 952,38 \text{ N} \dots\dots \text{síla pro překonání odporu v ložiscích hnacího turasu}$$

6.7. Síla potřebná pro přechod řetězu přes napínací turas

6.7.1. Tah řetězu na napínacím turasu

$$T_{prnap} \cong F_{pred} - (R_1 + R_2)$$

$$T_{prnap} \cong 100000 - (8883,9 + 4123,04) \quad 6.17$$

$$T_{prnap} \cong 86993,06 N$$

$$T_{prnap} = 86993,06 N \dots\dots\dots \text{tah v řetězu na napínacím turasu}$$

$$R_7 = 2 \cdot \frac{T_{prnap} \cdot r_c}{r_{tur}} \cdot f_t$$

$$R_7 = 2 \cdot \frac{86993,06 \cdot 0,02}{0,315} \cdot 0,4 \quad 6.18$$

$$R_7 = 4418,69 N$$

$$R_7 = 4418,69 N \dots\dots\dots \text{síla přechodu přes napínací turas}$$

6.8. Síla překonání odporu v ložiskách napínacího turasu

$$r_{nloz} = 0,05 \quad m \dots\dots\dots \text{poloměr napínacího hřídele v ložisku}$$

$$R_8 = \frac{T_{prnap} \cdot r_{nloz}}{r_{tur}} \cdot t_{loz}$$

$$R_8 = \frac{86993,06 \cdot 0,05}{0,315} \cdot 0,04 \quad 6.19$$

$$R_8 = 552,34 N$$

$$R_8 = 552,34 N \dots\dots\dots \text{síla pro překonání odporu v ložiskách napínacího turasu}$$

6.9. Řezná síla

Pro výpočet řezné síly je nutné vhodně zvolit specifický odpor rýpání, který je obvykle udáván v N na cm délky řezné hrany všech hřebel v záběru. Volím velikost specifického rypného odporu pro písčitou a hlíno-písčitou zeminu následovně.

$$k_{ryp} = 11000 \quad N/m \dots\dots\dots \text{specifický odpor rýpání}$$

[6]

Výpočet řezné síly potřebné pro rozpojení materiálu:

$$F_{\text{řez}} = n_{\text{hrz}} \cdot \left(\frac{h_{\text{tr}}}{2} + b_{\text{max}} \right) \cdot k$$

$$F_{\text{řez}} = 25 \cdot \left(\frac{0,1907}{2} + 0,0627 \right) \cdot 11000 \quad 6.20$$

$$F_{\text{řez}} = 43455,69 \text{ N}$$

$$F_{\text{řez}} = 43455,69 \text{ N} \dots\dots\dots \text{řezná síla}$$

6.10. Celková tažná síla

$$F_{\text{taz}} = F_{\text{řez}} + \sum R_i$$

$$F_{\text{taz}} = F_{\text{řez}} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8$$

$$F_{\text{taz}} = 43455,69 + 8883,9 + 4123,04 + 556,8 + 556,8 + 5079,4 + 952,4 + 4418,69 + 552,34$$

$$F_{\text{taz}} = 68579,04 \text{ N}$$

6.21

$$F_{\text{taz}} = 68579,04 \text{ N} \dots\dots\dots \text{Celková tažná síla}$$

Celková vypočtená tažná síla se rovná 68,6kN a pro tuto sílu musím vhodně navrhnout budoucí pohon. Nově navržený pohon musí být schopen překonat vypočtenou tažnou sílu.

7. Volba pohonu shrnovacího řetězu

Pro pohon shrnovacího řetězu využiji pohon značky NORD. Jedná se o plochou převodovou skříň s dutým hřídelem nasazeným na hřídeli a uchyceným pomocí svěrného spoje.

7.1. Minimální požadované parametry pohonu

Pro návrh vhodného pohonu jsem vypočetl minimální potřebný výkon a otáčky hnacího turasu. Postup výpočtu minimálních parametrů je vidět z následujících výpočtů.

7.1.1. Minimální potřebný výkon pohonu

$$\begin{aligned}\eta_m &= 0,936 && \text{- účinnost motoru} \\ \eta_p &= 0,98 && \text{- účinnost převodovky} \\ \eta_l &= 0,98 && \text{- účinnost ložisek}\end{aligned}$$

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_l$$

$$\eta_c = 0,936 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \quad 7.1$$

$$\eta_c = 0,899$$

$$\eta_c = 0,899 \quad \text{- celková účinnost}$$

$$P_{\min} = 1,15 \cdot \frac{F_{\text{taz}} \cdot v_r}{1000 \cdot \eta_c}$$

$$P_{\min} = 1,15 \cdot \frac{68579,04 \cdot 0,5}{1000 \cdot 0,899} \quad 7.2$$

$$P_{\min} = 43,86 \text{ kW}$$

$$P_{\min} = 43,86 \quad \text{kW minimální výkon motoru}$$

7.1.2. Minimální potřebné otáčky turasu

$$v_r = \frac{\pi \cdot D_{\text{tur}} \cdot n_t}{60} \Rightarrow$$

$$n_t = \frac{60 \cdot v_r}{\pi \cdot D_{\text{tur}}} \quad 7.3$$

$$n_t = \frac{60 \cdot 0,5}{\pi \cdot 0,63}$$

$$n_t = 15,16 \text{ ot/min}$$

$$n_t = 15,16 \quad \text{ot/min ... otáčky turasu}$$

7.1.3. Požadovaný převodový poměr

$$i_{ps} = \frac{n_{mot}}{n_t}$$

$$i_{ps} = \frac{1475}{15,16}$$

7.4

$$i_{ps} = 97,3$$

$i_{ps} = 97,3$ - požadovaný převodový poměr

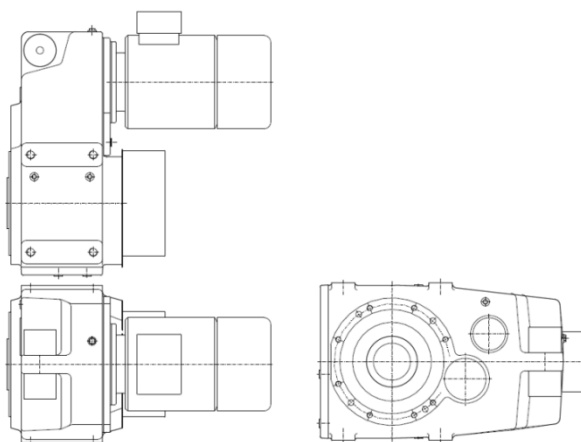
7.2. Parametry navrženého pohonu

Pohon jsem navrhnul tak aby jeho výkon byl vyšší než minimální potřebný výkon a převodový poměr se co nejvíce přiblížil požadovanému. Jako nejvhodnější pohon jsem vybral plochou převodovou skříň typ SK10382-225M/4.

Popis	Označení	Jednotky	Hodnoty
Jmenovitý výkon pohonu	P_n	kW	45
Výstupní otáčky	n_2	1/min	16
Jmenovitý moment	M_2	Nm	26859
Převodový poměr	i		91,35
Provozní faktor	f_B		1,3
Hmotnost		kg	1471
Účinnost pohonu	η_{mot}		0,98

Tabulka 5 Parametry pohonu

[8]



Obr. 7.1 Pohonná jednotka firmy NORD

7.3. Kontrola parametrů zvoleného pohonu

Navržený pohon musím zpětně kontrolovat, zda splňuje požadované parametry, se kterými jsem uvažoval při výpočtu objemového výkonu stroje. Jedná se především o rychlost shrnovacího řetězu, která nesmí být menší než 0,5 m/s. Dále musím vypočítat maximální výstupní krouticí moment pohonu a následně z toho i maximální možnou tahovou sílu která může působit na shrnovací řetěz.

7.3.1. Skutečná rychlost shrnovacího řetězu

$i = 91,35$ - převodový poměr

$$i = \frac{n_{mot}}{n_{tskut}}$$

$$n_{tskut} = \frac{n_{mot}}{i}$$

$$n_{tskut} = \frac{1475}{91,35}$$

7.5

$$n_{tskut} = 16,14 \text{ ot / min}$$

$n_{tskut} = 16,14$ ot/min ... skutečné otáčky turasu

$$v_{rskut} = \frac{\pi \cdot D_{tur} \cdot n_{tskut}}{60}$$

$$v_{rskut} = \frac{\pi \cdot 0,63 \cdot 16,14}{60}$$

7.6

$$v_{rskut} = 0,5324 \text{ m / s}$$

$v_{rskut} = 0,5324$ m/s skutečná rychlost řetězu

Skutečná rychlost shrnovacího řetězu vyhovuje podmínce a není menší než výpočtová hodnota 0,5 m/s. Z tohoto důvodu jsem schopen dodržet vypočtený objemový výkon stroje.

7.3.2. Parametry zvoleného motoru

Popis	Označení	Jednotky	Hodnoty
Jmenovitý výkon motoru		kW	45
Otáčky motoru	n_{mot}	1/min	1475
Jmenovitý moment	M_n	Nm	292
Poměrný moment zvratu	M_{max}/M_n		3,2

Poměrný záběrný moment	M_z/M_n		2,6
Hmotnost		kg	330
Moment setrvačnosti	J	kg m^2	0,52
Účinnost motoru	η_{mot}		0,936

Tabulka 6 Parametry motoru

[8]

7.3.3. Maximální krouticí moment motoru

$M_n = 292 \text{ Nm}$ jmenovitý moment

$k_{zv} = 3,2$ - poměrný moment zvratu

$$k_{zv} = \frac{M_{m \max}}{M_n}$$

$$M_{m \max} = M_n \cdot k_{zv} \quad 7.7$$

$$M_{m \max} = 292 \cdot 3,2$$

$$M_{m \max} = 934,4$$

$M_{m \max} = 934,4 \text{ Nm}$ maximální krouticí moment motoru

7.3.4. Maximální výstupní krouticí moment z převodové skříně

$$M_{ps \max} = M_{m \max} \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_l$$

$$M_{ps \max} = 934,4 \cdot 91,35 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \quad 7.8$$

$$M_{ps \max} = 81977,29 \text{ Nm}$$

7.4. Maximální tahová síla v řetězu

$$F_{\text{řet}} = \frac{2 \cdot M_{ps \max}}{D_{tur}}$$

$$F_{\text{řet}} = \frac{2 \cdot 81977,29}{0,63} \quad 7.9$$

$$F_{\text{řet}} = 260245,37 \text{ N}$$

$F_{\text{řet}} = 260245,4 \text{ N}$ maximální tahová síla v řetězu

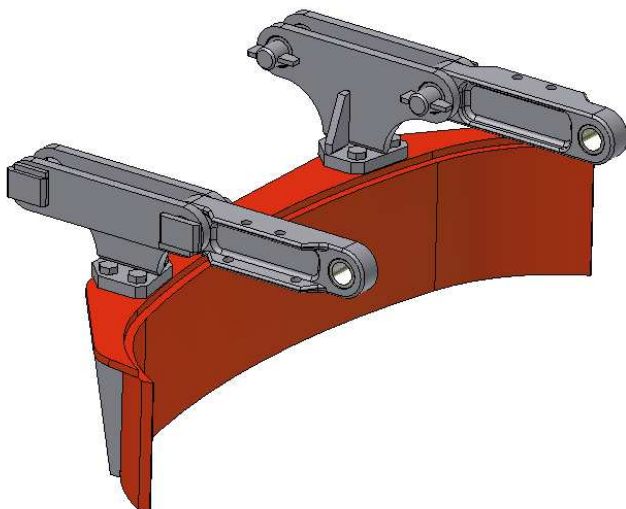
Pro maximální tahovou sílu je nutno nadimenzovat shrnovací řetěz. Tato síla je maximální, kterou pohon dokáže při pracovním zatížení vybraný pohon vyprodukovat.

8. Návrh shrnovacího řetězu

Shrnovací řetěz je jedna z klíčových částí celého skládkového stroje. Tento řetěz je poháněn dvojicí hnacích turasů. K řetězu jsou přišroubována jednotlivá shrnovací hřeblo.

Souprava jednoho hřeblo se v současné době skládá z následujících částí

- Hřeblo
- Plochý článek
- Silný článek
- Kluznice
- Kluznice krátká
- Pouzdro široké
- Pouzdro úzké
- Čep
- Nosný plochý článek
- Klín
- Spojovací materiál



Obr. 8.1 Souprava jednoho hřeblo

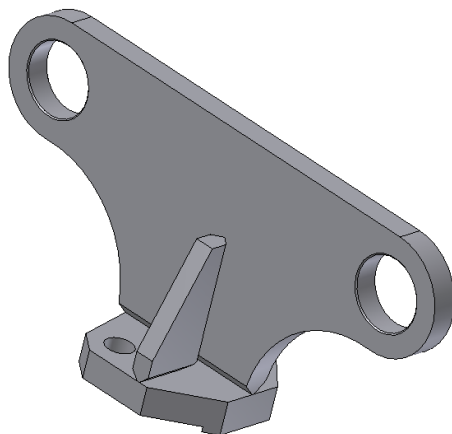
Tento řetěz je využíván na většině vyrobených bočních shrnovačů. U tohoto řešení se s postupem času ukazují jeho výhody a nevýhody. Jedna z nevýhod je problematické spojení nosného plochého článku s hřeblem. V současném řešení je toto spojení realizováno pomocí 1 ks šroubu M24. Toto spojení je ovšem nedostačující a dochází při pracovním zatížení k povolování tohoto

šroubu. Proto při novém řešení jsem se rozhodl spojení realizovat pomocí 3ks šroubu M20.

Další nevýhodou současného řešení je výroba článku jako odlitku z ocelolitiny. Z důvodu vysoké pořizovací ceny modelu a jednotlivých odlitků jsem se rozhodl tento článek provést jako svařenec.

8.1. Svařenec nosný plochý článek

Tento článek se musí vyrobít ve dvou provedeních. Jedno provedení pravé a druhé provedení levé. Celý článek je vyroben z materiálu S355 J2G3. Hmotnost tohoto svařence je 9,83kg. Jedná se o plechový svařenec 3 dílů.



Obr. 8.2 Svařenec nosného plochého článku

8.1.1. Tažný plech

Tažný plech je plechový výpalek do kterého se po svaření nalisují dvě pouzdra úzké. Plech je tloušťky 20mm. V dolní části je příprava pro K svár.

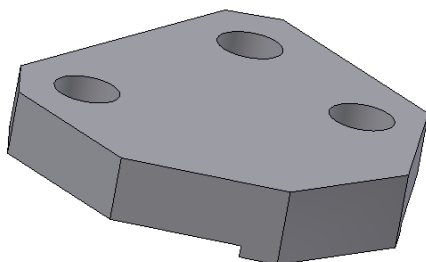


Obr. 8.3 Tažný plech

8.1.2. Nosný plech

Nosný plech je výpalek z plechu tloušťky 26mm. K tomuto plechu bude přivařen tažný plech pomoci K svaru. Spodní styková strana tohoto plechu bude po svaření celého článku opracovaná, aby došlo k zaručení kolmosti a eliminovaly se deformace vzniklé svařováním.

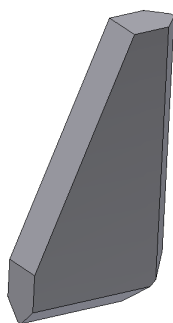
Ve článku jsou navrtány 3 díry Ø 21 k přichycení ke hřebli.



Obr. 8.4 Nosný plech

8.1.3. Žebro

Celý článek bude po svaření hlavních dvou plechů zpevněn pomoci hřebľa tloušťky 15mm. Toto žebro má přípravu pro K svár. Žebro bude ovařeno po celém jeho obvodu.



Obr. 8.5 Žebro

9. Závěr

Úkolem mé bakalářské práce bylo vypočíst objemový výkon stroje a vhodně navrhnout shrnovací řetěz, jenž bude navržený pohon pohánět.

Při výpočtu jsem vycházel ze zadaných hodnot a celý stroj je navržen pro dopravu energosádrovce. V případě změny materiálu je nutné výpočet korigovat.

Mým výpočtem jsem ověřil minimální a maximální objemový výkon stroje a vypočetl kritické hodnoty zatížení pro jednotlivé provozní stavy zařízení. Z těchto zatížení vycházel můj výpočet pohonu stroje. Při výpočtu pohonu jsem zohlednil veškeré odporové síly působící na tažný řetěz včetně síly potřebné k rozpojení materiálu.

Navržený pohon splňuje dané kritéria a je navržen tak aby splňoval veškeré vypočtené parametry.

Návrh shrnovacího řetězu byl proveden s důrazem na snížení výrobních nákladů jednotlivých článků řetězu a zároveň zůstala zachována jeho funkčnost a bezporuchovost. Došlo ke změně uchycení shrnovacího hřebel k nosnému plochému článku což má za následek zvýšení spolehlivosti celého řetězu a potažmo i stroje.

Můj výpočet jistě nalezne uplatnění v praxi a bude využíván při výpočtu nových strojů a strojních uzlů. Návrh shrnovacího řetězu nalezne uplatnění nejen u nově vyráběných strojů ale také jako náhradní díl pro již fungující stroje.

Citovaná literatura

- [1.] Mokrý vápencová vypírka spalin. energyweb. [Online] simop, 3 2001.
[Citace: 12. 4 2009.]
http://www.simopt.cz/energyweb/web/index.php?display_page=2&subitem=1&ee_chapter=2.5.6&PHPSESSID=62.
- [2.] **Ing. Emil Vašek.** *Navrhování strojů a zařízení pro povrchové dobývání.*
Vysoká škola Báňská v Ostravě : Závěrečná práce postgraduálního studia,
1983/1984.
- [3.] **Prof. Ing. Vladimír Limberk.** *Povrchové dobývání ložisek.* místo neznámé :
Státní nakladatelství technické literatury, 1964. 23 564/63.
- [4.] **Leinveber, Jan a Vávra, Pavel.** *Strojnické tabulky. Úvaly :* ALBRA-
pedagogické nakladatelství, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [5.] **Prof. Ing. František Dražan.** *Zemní stroje.* Praha : Editační středisko
ČVUT; Praha I, Husova 5.
- [6.] Energosádrovec, jeho vznik a využití. waste.fce.vutbr.cz. [Online] Vysoké
učení technické Brno. [Citace: 12. 4 2009.]
<http://waste.fce.vutbr.cz/Odpad/energoadrovec.html>.
- [7.] **Magdeburg, FAM Förderanlagen.** Portal scraper. fam.de. [Online] FAM
Förderanlagen, 2000 - 2009. [Citace: 15. 5 2009.] <http://portal-scraper.fam.de/>.
- [8.] **DRIVESYSTEMS, NORD.** Getriebebau NORD Drivesystems. G 1000 CZ.
Hamburg : NORD, 2008. Mat. Nr. 600 00 84/11.08.

Seznam obrázků

Obr. 2.1	Pásový homogenizační zakladač.....	14
Obr. 2.2	Stroj ZPH v US STEEL Košice.....	14
Obr. 2.3	Korečkový naběrač homogenizační	15
Obr. 2.4	Stroj NPH umístěný v ARCELOR MITTAL Ostrava	15
Obr. 2.5	Zakladač naběrač homogenizační	16
Obr. 2.6	Stroj PZNHk umístěný v ARCELOR MITTAL Ostrava	16
Obr. 2.7	Zakladač naběrač homogenizační	17
Obr. 2.8	Stroj ZNKK umístěný v El. Chvaletice	17
Obr. 2.9	Boční shrnovač zakladač homogenizační	18
Obr. 2.10	Boční shrnovač	19
Obr. 2.11	Boční shrnovač umístěný v teplárně Malešice	19
Obr. 2.12	Čelní shrnovač	20
Obr. 2.13	Mostové naběrače vyráběné firmou FAM	20
Obr. 2.14	Mostové naběrače vyráběné firmou FAM	20
Obr. 2.15	Metoda cone-shell.....	21
Obr. 2.16	Metoda chevron	22
Obr. 2.17	Metoda windrow.....	22
Obr. 2.18	Metoda strata	23
Obr. 2.19	Metoda chevcon.....	23
Obr. 3.1	Mokrý vápencová vypírka spalin.....	25
Obr. 3.2	Sklad	26
Obr. 3.3	Válečková stolice	27
Obr. 4.1	Rozbor pohybů stroje a řetězu	33
Obr. 6.1	Objem materiálu v hřeblech	38
Obr. 7.1	Pohonná jednotka firmy NORD	45
Obr. 8.1	Souprava jednoho hřebla	48
Obr. 8.2	Svařenec nosného plochého článku	49
Obr. 8.3	Tažný plech.....	49
Obr. 8.4	Nosný plech	50
Obr. 8.5	Žebro	50

Seznam tabulek

Tabulka 1	Přepřavovaný materiál	24
Tabulka 2	Údaje o skládce materiálu	25
Tabulka 3	Odsunový pás	27
Tabulka 4	Rozměry válečkové stolice	27
Tabulka 5	Parametry pohnu	45
Tabulka 6	Parametry motoru	46

Přílohy

- a) v.č. 1-GE-00025 Souprava jednoho hřebla
- b) v.č. K1-GE-00025 Kusovník souprava jednoho hřebla
- c) v.č. 3-GE-00026 Nosný plochý článek pravý
- d) v.č. K3-GE-00026 Kusovník nosný plochý článek pravý